




DE4201849**Patent number:** DE4201849**Publication date:** 1992-12-03**Inventor:****Applicant:****Classification:****- international:** *B23Q5/14; F16H3/54; F16H63/30; B23Q5/00; F16H3/44; F16H63/30; (IPC1-7): B23B3/30; B23Q5/04; B23Q5/56***- european:** B23Q5/14; F16H3/54; F16H63/30H**Application number:** DE19924201849 19920124**Priority number(s):** DE19924201849 19920124**Also published as:** WO9314902 (A3)
 WO9314902 (A3)
 WO9314902 (A2)**Report a data error here****Abstract of DE4201849**

Spindle drive device for machine tools with a work spindle to hold a workpiece to be machined, a spindle drive motor and a variable planet gear fitted between it and the work spindle for a spindle drive with different gear ratios. The planet gear with at least three gear components, viz. a sun wheel, a planet wheel carrier with a set of planet wheels and hollow wheel has an input gear component connected integrally in rotation to the drive motor and an output gear component drivingly connected to the work spindle. To improve the running properties of the work spindle, the drive motor has a hollow shaft-like rotor coaxial with and surrounding the work spindle, the planet wheels are arranged around the work spindle axis and the rotor is integral in rotation with the input gear component of the planet gear and its output gear component is integral in rotation with the work spindle.

Data supplied from the *esp@cenet* database - Worldwide



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Patentschrift
⑩ DE 42 01 849 C 1

⑤1 Int. Cl.⁵:
B 23 Q 5/04
B 23 Q 5/56
B 23 B 3/30

②1 Aktenzeichen: P 42 01 849.8-14
②2 Anmeldetag: 24. 1. 92
④3 Offenlegungstag: —
④5 Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 3. 12. 92

DE 42 01 849 C 1

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

⑦3 Patentinhaber:
Index-Werke GmbH & Co KG Hahn & Tessky, 7300
Esslingen, DE

⑦4 Vertreter:
Stellrecht, W., Dipl.-Ing. M.Sc.; Griebach, D.,
Dipl.-Phys. Dr.rer.nat.; Haecker, W., Dipl.-Phys.,
Pat.-Anwälte, 7000 Stuttgart

⑦2 Erfinder:
Link, Friedrich, 7307 Aichwald, DE

⑤6 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht gezogene Druckschriften:
DE 39 30 334 C1
DE-Prospekt »SIMO DRIVE-Drehstrom-Haupt-
spindelantriebe mit Drehstrommotoren 1 PH5, 1 PH6
und Transistor-Pulsumrichter 6 SC 65«, Ausgabe
März 1987, der Firma Siemens AG;

⑤4 Spindelantriebseinrichtung für Werkzeugmaschinen

⑤7 Spindelantriebseinrichtung für Werkzeugmaschinen, mit
einer Arbeitsspindel zum Halten eines zu bearbeitenden
Werkstücks, einem Spindelantriebsmotor und einem zwi-
schen diesem und der Arbeitsspindel vorgesehenen schalt-
baren Planetengetriebe für einen Spindelantrieb mit unter-
schiedlichen Getriebeübersetzungen, wobei das wenigstens
drei Getriebeelemente, nämlich ein Sonnenrad, einen Plane-
tenradträger mit einem Planetenradsatz und ein Hohlrad,
aufweisende Planetengetriebe ein mit dem Antriebsmotor
drehfest verbundenes Eintriebsgetriebeelement sowie ein
mit der Arbeitsspindel in Antriebsverbindung stehendes
Abtriebsgetriebeelement besitzt. Zur Verbesserung der Lauf-
eigenschaften der Arbeitsspindel weist der Antriebsmotor
einen zur Arbeitsspindel coaxialen, letztere umfassenden,
hohlwellenartigen Rotor auf, die Planetenräder sind um die
Arbeitsspindelachse herum angeordnet und der Rotor ist
drehfest mit dem Eintriebsgetriebeelement des Planetenge-
triebes und dessen Abtriebsgetriebeelement ist drehfest mit
der Arbeitsspindel verbunden.

DE 42 01 849 C 1

Die Erfindung betrifft eine Spindelantriebseinrichtung für Werkzeugmaschinen mit einer Arbeitsspindel zum Halten eines zu bearbeitenden Werkstücks, einem Spindelantriebsmotor und einem zwischen diesem und der Arbeitsspindel vorgesehenen schaltbaren Planetengetriebe für einen Spindelantrieb mit unterschiedlichen Getriebeübersetzungen, wobei das wenigstens drei Getriebeelemente, nämlich ein Sonnenrad, einen Planetenradträger mit einem Planetenradsatz und ein Hohlräder, aufweisende Planetengetriebe ein mit dem Antriebsmotor drehfest verbundenes Eintriebsgetriebeelement sowie ein mit der Arbeitsspindel in Antriebsverbindung stehendes Abtriebsgetriebeelement besitzt.

Eine derartige Spindelantriebseinrichtung ist aus der Drucksache "SIMODRIVE — Drehstrom-Hauptspindelantriebe mit Drehstrommotoren 1 PH 5, 1 PH 6 und Transistor-Pulsumrichter 6 SC 65", Ausgabe März 1987, der Firma Siemens AG bekannt. Die den Spindelantriebsmotor und das Planetengetriebe umfassende Baugruppe dieser bekannten Einrichtung soll außerhalb des Spindelkastens der Werkzeugmaschine angeordnet werden, das Abtriebsgetriebeelement des Planetengetriebes ist mit einer Riemenscheibe versehen, und die Antriebsverbindung zur Arbeitsspindel erfolgt über einen Treibriemen. Der Spindelantriebsmotor und das Planetengetriebe liegen in Richtung der Motorwellenachse nebeneinander, und die Motorwelle treibt je nach Stellung einer die Motorwelle umfassenden und eine Schiebemuffe aufweisenden Kupplung entweder das Sonnenrad oder das Hohlräder des Planetengetriebes an, der Planetenradträger (auch Steg genannt) ist mit der Riemenscheibe verbunden. In der genannten Beschreibung wird noch darauf hingewiesen, daß die Antriebsleistung anstatt über Riemen auch über ein Zahnritzel oder eine flexible Kupplung am Getriebeabtrieb übertragen werden kann. Bei dieser bekannten Einrichtung führt das Planetengetriebe am Getriebeabtrieb zu einem Verdrehspiel (Getriebeleose) von 30–45 Winkelminuten, bei einer Sonderausführung des Planetengetriebes von 25 Winkelminuten. Zum spielfreien Festhalten der Getriebe-Abtriebswelle und damit der Werkzeugmaschinen-Arbeitsspindel im Stillstand wird der Einbau einer elektromagnetischen Haltebremse empfohlen.

An moderne Arbeitsspindelantriebe, insbesondere für Drehmaschinen, werden vor allem dann, wenn diese für eine Komplettbearbeitung von Drehteilen vorgesehen sind, hohe Anforderungen gestellt: Ein möglichst schwingungsfreier Betrieb zur Erzielung höchster Oberflächenqualitäten, und zwar auch bei hohen Drehzahlen, verbunden mit möglichst guten Rundlaufeigenschaften; ein hohes Antriebsdrehmoment bei kleinen Drehzahlen, um schwere Zerspanungsarbeiten durchführen zu können, und zwar auch bei einem unterbrochenen Schnitt, wie er z. B. für das Mehrkantdrehen typisch ist; ein exaktes drehwinkelmaßiges Positionieren der Arbeitsspindel, z. B. zum Fräsen und Bohren mit angetriebenen Werkzeugen; Betrieb der Arbeitsspindel als Spindel mit einer sogenannten Rundachse (C-Achse), d. h. mit einem gesteuerten Drehwinkelvorschub, zum Fräsen von Kurven aller Art, zum Gewindestrehlen (insbesondere bei Gewinden mit großer Steigung), zum Abwälzfräsen von Zahnrädern etc.

Bekannte Spindelantriebseinrichtungen mit schaltbaren Zahnradgetrieben und/oder Riemenantrieben ergeben vor allem bei hohen Drehzahlen kein perfektes Drehbild, d. h. nicht die gewünschte hohe Oberflächen-

qualität. Dies ist auf Eingriffsstöße der Zahnräder und/oder Schwingungen des Riementriebs zurückzuführen. Außerdem wirken auf die Arbeitsspindel Querkräfte, hervorgerufen durch den Zahneingriff und/oder den Riemenzug, und derartige Querkräfte haben eine unvermeidbare Durchbiegung der Arbeitsspindel zur Folge, durch die die Produktionsgenauigkeit beeinträchtigt wird. Ein auf ein Zahnspiel zurückzuführendes Verdrehspiel eines zwischen Antriebsmotor und Arbeitsspindel liegenden Zahnradgetriebes hat bei schweren Zerspanungsarbeiten und einem unterbrochenen Schnitt einen negativen Einfluß auf die Werkzeugschneiden und deren Lebensdauer. Ein exaktes drehwinkelmaßiges Positionieren der Arbeitsspindel macht die Verwendung einer Rastscheibe erforderlich, was die möglichen Drehwinkelpositionen auf die Lage und Anzahl der Rasten beschränkt; ein Positionieren der Arbeitsspindel in beliebigen Drehwinkelpositionen erfordert eine Haltebremse in der Antriebseinheit und ist nur möglich, wenn letztere spielfrei ist, z. B. im Falle einer getriebeleosen Antriebseinheit, die über einen Riementrieb mit der Arbeitsspindel verbunden ist. Schließlich erfordert eine Verwendung der Arbeitsspindel als sogenannte Rundachse (C-Achse) in jedem Fall einen spielfreien und steifen Spindelantrieb; falls nur geringe Bearbeitungskräfte auftreten, kann ein Riemen-Direktantrieb ausreichen, andernfalls werden separate, hochuntersetzte und spielfreie Zusatzantriebe verwendet, welche in ein Stirn- oder Schneckenrad auf der Arbeitsspindel eingeschwenkt werden. Derartige Zusatzantriebe erlauben aber nur maximal 50–60 U/min, was z. B. für das Gewindestrehlen oder das Abwälzfräsen von Zahnrädern oft nicht ausreicht, außerdem sind derartige Zusatzantriebe sehr aufwendig und kostspielig.

Ein Teil dieser Anforderungen wird durch sogenannte Motorspindeln erfüllt; bei diesen ist der Läufer bzw. Rotor eines den Spindelantriebsmotor bildenden Drehstrommotors direkter Bestandteil der Arbeitsspindel. Laufruhe, Spielfreiheit und Steifigkeit eines solchen Antriebs sind hervorragend, sie weisen aber wegen des zur Verfügung stehenden beschränkten Bauraums nur ungenügende Antriebsdrehmomente auf, so daß schwere Zerspanungsarbeiten und eine Verwendung der Arbeitsspindel als sogenannte Rundachse nicht möglich sind.

Eine Lösung des Problems, die Arbeitsspindel auch als sogenannte Rundachse betreiben zu können, stellt das zweistufige Getriebe nach der DE 39 30 334 C1 dar; bei diesem bekannten Getriebe läßt sich zum Spielfreimachen im langsamen Gang das eine Lager der Getriebeantriebswelle in radialer Richtung verstellen. Allerdings ist dann der Zahneingriff nicht mehr korrekt, und da dieses Getriebe, dessen Abtriebswelle von der Arbeitsspindel gebildet wird, vom Spindelantriebsmotor über einen Riementrieb angetrieben wird, weist es die vorstehend erwähnten Nachteile von Riementrieb und Zahnradgetrieben auf.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine gattungsgemäße Spindelantriebseinrichtung für die Arbeitsspindel von Werkzeugmaschinen zu schaffen, welche beste Rundlaufeigenschaften garantiert und es erlaubt, auch bei hohen Drehzahlen Werkstücke mit höchster Oberflächenqualität herzustellen.

Ausgehend von einer Spindelantriebseinrichtung der eingangs erwähnten Art wird diese Aufgabe erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß der Antriebsmotor einen zur Arbeitsspindel koaxialen, letztere umfassenden, hohlwellenartigen Rotor aufweist und die Planetenräder um

die Arbeitsspindelachse herum angeordnet sind und daß der Rotor drehfest mit dem Eintriebsgetriebeelement des Planetengetriebes und dessen Abtriebsgetriebeelement drehfest mit der Arbeitsspindel verbunden ist.

Eine solche Konstruktion weist insbesondere die folgenden Vorteile auf: Ebenso wie bei sogenannten Motorspindeln werden auf die Arbeitsspindel einwirkende Querkräfte vermieden, da ein Riementrieb nicht vorhanden ist und die Planetenräder um die Arbeitsspindelachse herum angeordnet sind; beste Rundlaufeigenschaften sind deshalb garantiert. Außerdem eliminiert die erfindungsgemäße Spindelantriebseinrichtung die in Riementrieben auftretenden Schwingungen, da ein Riementrieb nicht vorhanden ist. Auch läßt sich ein schaltbares Planetengetriebe ohne weiteres so gestalten, daß im schnellen Gang Eintriebs- und Abtriebsgetriebeelement und damit Spindelantriebsmotor und Arbeitsspindel drehfest miteinander verbunden sind, so daß es die erfindungsgemäße Spindelantriebseinrichtung erlaubt, die Vorteile sogenannter Motorspindeln zu erzielen, nämlich große Laufruhe, absolute Spielfreiheit und große Steifigkeit des Antriebs und damit die Herstellung von Drehteilen höchster Oberflächenqualität bei hohen Drehzahlen. Schließlich lassen sich im langsamen Gang des Planetengetriebes hohe Antriebsdrehmomente an der Arbeitsspindel erzielen und damit schwere Zerspanungsarbeiten durchführen.

Besonders gute Rundlaufeigenschaften ergeben sich dann, wenn die Planetenräder in gleichen Winkelabständen voneinander um die Arbeitsspindelachse herum angeordnet sind.

Wie bereits vorstehend angedeutet wurde, zeichnet sich eine bevorzugte Ausführungsform der erfindungsgemäßen Spindelantriebseinrichtung dadurch aus, daß im schnellen Gang des Planetengetriebes dessen Planetenräder gegenüber dem Planetenradträger unverdrehbar gehalten sind und das Eintriebsgetriebeelement drehfest mit dem Abtriebsgetriebeelement verbunden ist. Dann findet im schnellen Gang des Planetengetriebes eine Zahnradabwälzung nicht statt, so daß die mit einem Zahnspiel und mit Eingriffsstößen der Zahnäder verbundenen Nachteile nicht auftreten können. Außerdem läßt sich das Planetengetriebe mit einem so geringen Zahnspiel herstellen, daß es im langsamen Gang nahezu spielfrei ist, ohne daß im schnellen Gang hohe Drehzahlen zu einem starken Verschleiß führen würden.

Während bei der eingangs geschilderten bekannten Spindelantriebseinrichtung mit Planetengetriebe für den Schaltvorgang eine außerhalb des eigentlichen Planetengetriebes liegende Kupplung mit Schiebemuffe verwendet wird, zeichnet sich eine bevorzugte Ausführungsform der erfindungsgemäßen Spindelantriebseinrichtung durch einen besonders einfachen und kompakten Aufbau aus; bei dieser bevorzugten Ausführungsform ist zum Schalten des Planetengetriebes dessen zwischen Eintriebs- und Abtriebsgetriebeelement liegendes mittleres Getriebeelement in Richtung der Spindelachse zwischen einer ersten, dem langsamen Gang, und einer zweiten, dem schnellen Gang zugeordneten Schaltstellung verschiebbar sowie in seiner ersten Schaltstellung unverdrehbar gehalten und in seiner zweiten Schaltstellung frei drehbar, wobei es Eintriebs- und Abtriebsgetriebeelement drehfest miteinander verbindet. Dem unverdrehbaren Halten des mittleren Getriebeelements in seiner ersten Schaltstellung und der drehfesten Verbindung von Eintriebs- und Abtriebsgetriebeelement durch das mittlere Getriebeelement in

dessen zweiter Schaltstellung können sich in axialer Richtung erstreckende Stifte und entsprechende Öffnungen, ringförmige Verzahnungen mit sich in axialer Richtung erstreckenden Zähnen oder dergleichen dienen, so daß eine einfache Verschiebung des mittleren Getriebeelements ausreicht, diese Kupplungselemente in Eingriff bzw. außer Eingriff zu bringen. Eine bezüglich des Planetengetriebes externe Kupplung kann also entfallen. Besonders einfach wird eine solche Konstruktion dann, wenn das mittlere Getriebeelement in seiner ersten Schaltstellung drehfest mit einem Getriebegehäuse verbunden ist, obwohl natürlich an die Stelle des Getriebegehäuses auch ein anderes, stationäres Bauteil treten kann.

Wie bereits erwähnt, dient bei der eingangs erläuterten bekannten Spindelantriebseinrichtung mit Planetengetriebe eine zusätzliche elektromagnetische Haltebremse dem Festhalten der Getriebe-Abtriebswelle und damit der Arbeitsspindel im Stillstand. Auch diesbezüglich ermöglicht die erfindungsgemäße Spindelantriebseinrichtung eine wesentliche Vereinfachung, indem sie so ausgebildet wird, daß das mittlere Getriebeelement in eine dritte Schaltstellung schiebbar ist, in der es sowohl mit dem Getriebegehäuse als auch mit wenigstens einem der beiden anderen Getriebeelemente drehfest verbunden ist, was sich wiederum bevorzugt mittels ringförmiger Verzahnungen mit sich in axialer Richtung erstreckenden Zähnen erreichen läßt. Eine zusätzliche Haltebremse kann also entfallen, und die Arbeitsspindel läßt sich in so vielen Drehwinkelstellungen blockieren, wie das Getriebegehäuse bzw. das mittlere Getriebeelement Haltezähne aufweist.

Um zum Halten des mittleren Getriebeelements in seiner jeweiligen Schaltstellung dann, wenn es in dem der letzteren entsprechenden Schaltzustand des Planetengetriebes rotiert, von außen keine Haltekräfte in das Getriebe einleiten zu müssen, ist es empfehlenswert, am mittleren Getriebeelement und an mindestens einem der anderen Getriebeelemente Rastmittel zum Halten des mittleren Getriebeelements mindestens in dieser Schaltstellung vorzusehen, z. B. eine Vertiefung und ein entsprechend gestaltetes, gefedertes Rastelement.

Um das mittlere Getriebeelement zwischen seinen verschiedenen Schaltstellungen gesteuert hin- und herzuschieben, wäre es grundsätzlich denkbar, in das Planetengetriebe z. B. einen sich in axialer Richtung erstreckenden Druckmittelzylinder einzubauen — mit der Arbeitsspindel rotierende Druckmittelzylinder sind z. B. in Form von Spannzylindern zum Betätigen von Werkstück-Spannvorrichtungen der Arbeitsspindel allgemein bekannt. Viel einfacher ist jedoch eine Ausführungsform, welche einen am Getriebegehäuse in Richtung der Spindelachse zwischen mindestens einer ersten und einer zweiten Schaltstellung verschiebbar gehaltenen Schieber aufweist, der in Richtung der Spindelachse über einen ersten Mitnehmer mit dem mittleren Getriebeelement gekoppelt ist. Für einen solchen Schieber lassen sich dann Betätigungsmittel, wie Druckmittelzylinder, stationär am Getriebegehäuse anbringen.

Bei einer besonders vorteilhaften Ausführungsform der erfindungsgemäßen Spindelantriebseinrichtung sind Mittel vorgesehen, um das Planetengetriebe im langsamen Gang absolut spielfrei zu machen, so daß die erfindungsgemäße Spindelantriebseinrichtung dann nicht nur den Betrieb der Arbeitsspindel als sogenannte Rundachse (C-Achse) ermöglicht, und zwar in beiden Drehrichtungen, sondern auch schwere Zerspanungsarbeiten mit hohem Drehmoment durchgeführt werden

können, ohne daß ein unterbrochener Schnitt zu einer Beeinträchtigung der Schneiden der eingesetzten Werkzeuge und damit deren Lebensdauer führt. Die Erfindung macht dabei von der Tatsache Gebrauch, daß sich ein Planetengetriebe bestens zur quasi-verlustfreien Überlagerung zweier Drehzahlen bzw. Dreh- und/oder Bremsmomente eignet, weil nämlich von seinen drei vorstehend aufgelisteten Getriebeelementen zwei als Eintriebsgetriebeelemente und das dritte als Abtriebsgetriebeelement verwendet werden können. Zum Spielfreimachen der erfindungsgemäßen Spindelantriebseinrichtung im langsamen Getriebegang besitzt bei einer bevorzugten Ausführungsform das Planetengetriebe zu wenigstens einem seiner drei Getriebeelemente ein äquivalentes viertes Getriebeelement, und es ist eine Stellvorrichtung vorgesehen, um im langsamen Gang des Planetengetriebes zur Beseitigung eines Spiels des letzteren die beiden einander äquivalenten Getriebeelemente gegeneinander zu verdrehen. Zwei Planetenradsätze, auf die die beiden einander äquivalenten Getriebeelemente dann einwirken, führen so zu einer Verspannung und damit zum Spielfreimachen des Planetengetriebes. Entsprechend der Richtung des an der Arbeitsspindel geforderten Drehmoments wird man zweckmäßigerweise die Verdrehung eines solchen vierten Getriebeelements nach Verdrehrichtung und Größe der Verdrehung so wählen, daß die Drehmomentübertragung vom Antriebsmotor zur Arbeitsspindel formschlüssig erfolgt und lediglich ein Voreilen oder Vorscheitern der Arbeitsspindel bei einem durch die Werkstückbearbeitung hervorgerufenen, zeitlich nicht konstanten Bremsmoment verhindert wird. Man könnte die Verspannung des Getriebes aber auch so hoch wählen, daß sie sich auch durch das maximale Drehmoment des Antriebsmotors nicht überwinden läßt, was jedoch eine größere Reibung und einen größeren Verschleiß im Getriebe zur Folge hätte.

Ist eine solche Ausführungsform der erfindungsgemäßen Spindelantriebseinrichtung, welche sich im langsamen Gang spielfrei machen läßt, mit einem vorstehend beschriebenen Schieber versehen, so empfiehlt es sich, die Konstruktion so zu gestalten, daß der Schieber in seiner ersten Schaltstellung in Umfangsrichtung verstellbar und über einen zweiten Mitnehmer mit dem vierten Getriebeelement gekoppelt ist (unter Umfangsrichtung werden die beiden Arbeitsspindel-Drehrichtungen verstanden). Ein und dasselbe Element, nämlich der Schieber, kann dann dazu herangezogen werden, das Planetengetriebe nicht nur zu schalten, sondern es im langsamen Gang auch spielfrei zu machen. Besitzt die Einrichtung dann eine Stellvorrichtung zum Verstellen des sich in seiner ersten Schaltstellung befindlichen Schiebers aus einer mittleren Position heraus wahlweise in der einen oder anderen Umfangsrichtung, läßt sich das Planetengetriebe in einfacher Weise in Abhängigkeit von der Richtung des an der Arbeitsspindel geforderten Drehmoments spielfrei machen, ohne daß eine hohe Verspannung mit den vorstehend erwähnten Nachteilen erforderlich ist.

Die Stellvorrichtung bzw. die Stellvorrichtungen zum Verstellen des Schiebers in axialer Richtung und/oder in Umfangsrichtung besitzt bzw. besitzen zweckmäßigerweise zwei Stellelemente, welche an einander gegenüberliegenden Bereichen des Schiebers angreifen, um den letzteren so gesteuert und spielfrei in die verschiedenen Schaltstellungen bringen und dort festhalten zu können.

Bei einem Planetengetriebe hat man grundsätzlich die

Wahl zwischen drei verschiedenen Getriebeeingängen, da sowohl das Sonnenrad als auch der Planetenradträger und/oder das Hohlrad (oft auch Ringrad genannt) als Eintriebsgetriebeelement verwendet werden kann.

Die erfindungsgemäße Spindelantriebseinrichtung kann also so gestaltet werden, daß im langsamen Gang entweder das Sonnenrad oder der Planetenradträger (oft auch Steg genannt) oder das Hohlrad stillsteht. Wie sich aus der nachfolgenden Beschreibung der in der beigefügten Zeichnung dargestellten verschiedenen Ausführungsformen noch ergeben wird, führt eine Konstruktion, bei der das Hohlrad im langsamen Gang stillsteht, zu einem einfacheren Aufbau der erfindungsgemäßen Einrichtung als die beiden anderen Alternativen. Bei bevorzugten Ausführungsformen der erfindungsgemäßen Einrichtung bildet deshalb das Hohlrad das mittlere Getriebeelement. Der Vereinfachung des Aufbaus dient auch die Maßnahme, das Sonnenrad als Eintriebsgetriebeelement zu verwenden.

Ausführungsformen, bei denen das Hohlrad das mittlere Getriebeelement bildet, werden zweckmäßigerweise so ausgebildet, daß das Hohlrad in seiner zweiten Schaltstellung keine Berührung mit dem Getriebegehäuse hat — in seiner ersten Schaltstellung wird es zweckmäßigerweise vom Getriebegehäuse festgehalten, um so die Reibungsverluste im schnellen Gang zu minimieren.

Soll bei einer erfindungsgemäßen Einrichtung, bei der das Hohlrad das mittlere Getriebeelement bildet, die Möglichkeit vorgesehen werden, das Planetengetriebe im langsamen Gang spielfrei machen zu können, so empfiehlt sich eine Ausführungsform, bei der die Stellvorrichtung ein zweites, um die Spindelachse verdrehbares Hohlrad aufweist, mit dem ein zweiter Satz von Planetenrädern kämmt. Dieses zweite Hohlrad ermöglicht dann einen einfachen Eingriff von außen in das Planetengetriebe, um durch ein verhältnismäßig geringfügiges Verdrehen des zweiten Hohlrads das Planetengetriebe spielfrei zu machen.

Ist ein zweiter Satz von Planetenrädern vorhanden, um das Getriebe im langsamen Gang spielfrei machen zu können, ist es vor allem zur Erzielung einer bestmöglichen Rundlaufgenauigkeit im schnellen Gang von Vorteil, wenn auch die zweiten Planetenräder in gleichen Winkelabständen voneinander um die Arbeitsspindelachse herum angeordnet sind.

Für Ausführungsformen mit einem zweiten Hohlrad sowie einem zweiten Satz von Planetenrädern empfiehlt es sich des weiteren, die beiden Hohlräder gemeinsam in Richtung der Spindelachse verschiebbar zu machen und die Konstruktion so zu gestalten, daß in der zweiten Schaltstellung die zweiten Planetenräder und das zweite Hohlrad außer Eingriff sind, damit sich das zweite Hohlrad im schnellen Gang nicht mitdrehen muß.

Da beim Einsatz einer erfindungsgemäßen Spindelantriebseinrichtung weder ein Riementrieb erforderlich ist, noch ein einschwenkbarer Zusatzantrieb für die Verwendung der Arbeitsspindel als sogenannte Rundachse, eignet sich die erfindungsgemäße Spindelantriebseinrichtung besonders gut für Werkzeugmaschinen, bei denen eine oder mehrere Arbeitsspindeln nicht stationär, sondern verschiebbar sind. Dies gilt besonders für Drehmaschinen mit zwei einander gegenüberliegenden, koaxialen Arbeitsspindeln, von denen mindestens eine in Spindelachsrichtung verschiebbar ist, so daß nach einem weiteren Merkmal der Erfindung bei derartigen Drehmaschinen eine erfindungsgemäße Spindelantriebseinrichtung für einen Antrieb der verschiebbaren Arbeits-

spindel Verwendung findet.

Weitere Vorteile und Einzelheiten der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung der zeichnerischen, schematischen Darstellung einiger beispielhafter, besonders vorteilhafter Ausführungsformen der erfindungsgemäßen Spindeltriebseinrichtung; in der Zeichnung zeigen

Fig. 1 einen axialen Schnitt durch einen Spindelkasten einer Drehmaschine samt Arbeitsspindel und integrierter, erfindungsgemäßer Spindeltriebseinrichtung, wobei die Fig. 1 eine erste Ausführungsform der erfindungsgemäßen Einrichtung darstellt,

Fig. 2 einen Ausschnitt aus Fig. 1, welcher das Planetengetriebe in derselben Schaltstellung, nämlich im langsamen Gang, wie die Fig. 1 darstellt, jedoch in größerem Maßstab,

Fig. 3 dieselbe Darstellung wie in Fig. 2, wobei jedoch das Planetengetriebe in demjenigen Schaltzustand dargestellt ist, in dem es keine Getriebefunktion besitzt, d. h. im schnellen Gang,

Fig. 4 dieselbe Darstellung wie in den Fig. 2 und 3, wobei jedoch das Planetengetriebe in demjenigen Schaltzustand dargestellt wurde, in dem das Planetengetriebe und damit die Arbeitsspindel blockiert ist,

Fig. 5 einen Schnitt durch das Planetengetriebe nach der Linie 5-5 in Fig. 2,

Fig. 6 eine Draufsicht auf einen der Schieber zum Schalten des Planetengetriebes samt Stellvorrichtungen für die Betätigung des Schiebers, gesehen in Richtung des Pfeils "A" aus Fig. 2 (erste Schaltstellung des Schiebers — langsamer Gang des Planetengetriebes),

Fig. 7 dieselbe Darstellung wie in Fig. 6, wobei der Schieber jedoch seine zweite Schaltstellung einnimmt (schneller Gang des Planetengetriebes),

Fig. 8 eine der Fig. 2 entsprechende Darstellung einer zweiten vorteilhaften Ausführungsform der erfindungsgemäßen Spindeltriebseinrichtung und

Fig. 9 eine der Fig. 2 entsprechende Darstellung einer dritten vorteilhaften Ausführungsform der erfindungsgemäßen Spindeltriebseinrichtung.

Die Fig. 1 zeigt einen Spindelkasten 10, in dem eine Arbeitsspindel 12 um eine Spindelachse 12a drehbar gelagert ist. Ein vorderer, zum Anbau einer Werkstück-Spannvorrichtung vorgesehener Bereich der Arbeitsspindel wurde mit 12b bezeichnet. Nach hinten geht der Spindelkasten 10 über in oder bildet ein Getriebegehäuse 14, in dem ein nachfolgend erläutertes Planetengetriebe untergebracht ist. Außerdem nimmt der Spindelkasten 10 einen Spindeltriebmotor 16 auf, welcher als sogenannter Hohlwellenmotor ausgebildet ist und aus einem Stator 18 und einem Rotor 20 besteht, welcher letzterer konzentrisch zur Spindelachse 12a angeordnet ist und sich bei laufendem Motor um diese Achse dreht. Er ist auf einer Hohlwelle 22 befestigt, welche ihrerseits konzentrisch zur Arbeitsspindel 12 und auf dieser drehbar gelagert ist; diesem Zweck dient unter anderem ein vorderes Lager 24, während eine vordere Lagerung 26 dem Lagern des vorderen Bereichs der Arbeitsspindel 12 im Spindelkasten 10 dient.

Der hintere Bereich der Hohlwelle 22 ist als Sonnenrad 28 eines zur Spindelachse 12a konzentrisch aufgebauten Planetengetriebes ausgebildet, welches einen von Planetenrädern 30 gebildeten ersten Planetenradsatz besitzt. Letzterer hat insbesondere drei identisch ausgebildete Planetenräder, welche in gleichen Drehwinkelabständen voneinander um die Spindelachse 12a herum angeordnet sind. Das Sonnenrad 28 und damit der hintere Bereich der Hohlwelle 22 wird durch die

Planetenräder 30 zentriert.

Der weitere Aufbau des Planetengetriebes soll nunmehr anhand der Fig. 2 beschrieben werden, da diese das Planetengetriebe in größerem Maßstab zeigt als die Fig. 1.

Mit der Arbeitsspindel 12 ist ein gegenüber dieser unverschiebbarer Planetenradträger 32 mittels eines Keils 34 drehfest verbunden. An ihm ist für jedes Planetenrad 30 eine Achse 36 befestigt, auf der das betreffende Planetenrad mittels eines Nadellagers 38 drehbar gelagert ist. Die Achsen 36 dienen aber auch der Lagerung jeweils eines Nebenplanetenrads 30a, wobei die Nebenplanetenräder 30a ebenso wie die Planetenräder 30 mit dem Sonnenrad 28 kämmen und ihnen jeweils ein Kugellager 40 zugeordnet ist. Der Zweck dieser Nebenplanetenräder 30a wird nachstehend noch erläutert werden. Schließlich besitzt das Planetengetriebe noch ein Hohlrad 42, welches als kreiszylindrischer Ring ausgebildet und im Getriebegehäuse 14 längsverschiebbar, d. h. in Richtung der Spindelachse 12a verschiebbar angeordnet ist. Das Hohlrad 42 besitzt in axialer Richtung hintereinander und im Abstand voneinander zwei kreiszylindrische Verzahnungen mit sich in axialer Richtung erstreckenden Zähnen, nämlich eine Laufverzahnung 42a und eine Halteverzahnung 42b, wobei die Laufverzahnung 42a in axialer Richtung so angeordnet und ihre Länge so bemessen ist, daß sich die Planetenräder 30 in jeder Schaltstellung des verschiebbaren Hohlrads 42 im Eingriff mit der Laufverzahnung 42a befinden. Auch das Getriebegehäuse 14 ist mit einer Halteverzahnung 14b versehen, die von einem kreiszylindrischen Ring von sich in axialer Richtung erstreckenden Zähnen gebildet wird und ebensoviel Zähne besitzt wie die Halteverzahnung 42b des Hohlrads 42. Bei der dargestellten Ausführungsform ist die Halteverzahnung 14b an einem gehäusesfestesten Gehäusead 44 ausgebildet, welches an einem Gehäusedeckel 46 befestigt ist, der seinerseits fester Bestandteil des Getriebegehäuses 14 ist. Schließlich ist auch der Planetenradträger 32 an seinem Außenumfang mit einer Halteverzahnung 32b versehen, welche von einem kreiszylindrischen Ring von sich in axialer Richtung erstreckenden Zähnen gebildet wird, wobei die Zähnezahle wiederum dieselbe ist wie diejenige der Halteverzahnung 42b des Hohlrads 42. Da die Laufverzahnung 42a und die Halteverzahnung 42b des Hohlrads 42 ebenso wie die Halteverzahnung 14b des Gehäuseads 44 und die Halteverzahnung 32b des Planetenradträgers 32 konzentrisch zur Spindelachse 12a angeordnet sind, kann das Hohlrad 42 in axialer Richtung hin- und hergeschoben werden.

Am Hohlrad 42 und am Getriebegehäuse 14 sind Zentriermittel vorgesehen, um das Hohlrad 42 in seiner in Fig. 2 gezeigten Schaltstellung bezüglich der Spindelachse 12a zu zentrieren; diese Zentriermittel bestehen aus einer Konusfläche 42c am gemäß Fig. 2 linken Ende des Hohlrads 42 sowie einer entsprechenden Kegelfläche 14c am Getriebegehäuse 14 bzw. dessen Gehäusedeckel 46.

Für die Nebenplanetenräder 30a ist ein konzentrisch zur Spindelachse 12a angeordnetes Nebenhohlrad 50 vorgesehen, mit dessen Laufverzahnung 50a die Nebenplanetenräder 30a kämmen können und das durch den Zentriermitteln 14c, 42c entsprechende Zentriermittel 50c vom Hohlrad 42 in einer zur Spindelachse 12a konzentrischen Lage gehalten wird. Das Nebenhohlrad 50 läßt sich zusammen mit dem Hohlrad 42 in axialer Richtung hin- und herschieben, und seine Laufverzahnung 50a entspricht hinsichtlich ihres Durchmessers, ihrer

Zähnezahl und der Ausrichtung ihrer Zähne der Laufverzahnung 42a des Hohlrad 42. Das Nebenhohlrad läßt sich jedoch gegenüber dem Hohlrad 42 verdrehen, und zwar um die Spindelachse 12a, um das Planetengetriebe spielfrei zu machen.

Für die Verschiebung des Hohlrad 42 und des Nebenhohlrad 50 sowie für die Verdrehung des letzteren gegenüber dem Hohlrad 42 sind zwei identische Schaltvorrichtungen vorgesehen, von denen nunmehr eine anhand der Fig. 2 und 5 bis 7 näher erläutert werden soll.

Auf dem Getriebegehäuse 14 ist ein Rahmen 52 befestigt, der ein Fenster 54 in Form eines Durchbruchs aufweist, in dem ein Schieber 56 angeordnet und parallel zur Spindelachse 12a verschiebbar geführt ist. Die Fig. 2 und 6 zeigen eine erste Schaltstellung des Schiebers 56, die Fig. 3 und 7 eine zweite Schaltstellung dieses Schiebers. Dank zweier zueinander und zur Spindelachse 12a paralleler Führungsflächen 54a des Fensters 54 und zweier einander gegenüberliegender Vorsprünge 56a des Schiebers 56 läßt sich dieser einerseits parallel zur Spindelachse 12a von der in Fig. 6 gezeigten ersten Schaltstellung in die in Fig. 7 gezeigte zweite Schaltstellung verschieben und andererseits in der in Fig. 6 gezeigten ersten Schaltstellung um eine senkrecht zur Zeichnungsebene der Fig. 6 verlaufende Schwenkachse 58 verschwenken. Wegen dieser Verschwenkbarkeit besitzt das Fenster 54 einen verjüngten Fensterbereich 54b und der Schieber 56 Zentrierschragen 56b, um zu gewährleisten, daß beim Verschieben des Schiebers 56 von seiner in Fig. 6 gezeigten ersten Schaltstellung in seine in Fig. 7 gezeigte zweite Schaltstellung der Schieber so zentriert wird, daß in der zweiten Schaltstellung seine Längsmittelachse 56c parallel zur Spindelachse 12a verläuft.

Der Verschiebung des Schiebers 56 parallel zur Spindelachse 12a dienen zwei doppelwirkende Hydraulikzylinder 60a und 60b, welche an einander gegenüberliegenden Stellen des Schiebers 56 angreifen und so diesen spielfrei zwischen sich halten. Dem Verschwenken des Schiebers 56 um die Schwenkachse 58, wenn sich der Schieber in seiner ersten, in Fig. 6 dargestellten Schaltstellung befindet, dienen hingegen zwei Hydraulikzylinder 62a und 62b mit durch Federn zentrierten Kolben, welche an zwei zueinander diametral liegenden Stellen des Schiebers angreifen und so diesen spielfrei zwischen sich halten. Da die Längsseiten 56d des Schiebers 56 parallel zueinander verlaufen, läßt sich der Schieber bei drucklosen Hydraulikzylindern 62a und 62b parallel zur Spindelachse 12a verschieben, da dann die Kolben dieser Hydraulikzylinder durch die Zentrierfedern in einer Mittelstellung gehalten werden.

Der Schieber 56 ist mit einem konzentrisch zur Schwenkachse 58 verlaufenden ersten Mitnehmerstift 64 sowie im Abstand von diesem mit einem zweiten Mitnehmerstift 66 versehen; der erste Mitnehmerstift 64 greift in eine Umfangsnut 68 des Hohlrad 42 ein, der zweite Mitnehmerstift 66 in ein hinsichtlich seines Durchmessers an denjenigen des Stifts 66 angepaßtes Loch 70 des Nebenhohlrad 50. Auf diese Weise können mit Hilfe der Hydraulikzylinder 60a, 60b, 62a und 62b das Hohlrad 42 und das Nebenhohlrad 50 parallel zur Spindelachse 12a verschoben und das Nebenhohlrad 50 beschränkt um die Spindelachse 12a gedreht werden (letzteres in beiden Drehrichtungen aus der in den Fig. 6 und 7 gezeigten Mittellage heraus).

Im folgenden soll nun die Funktion der ersten zeichnerisch dargestellten Ausführungsform näher erläutert werden.

In den Fig. 1, 2 und 6 ist die Spindeltriebseinrichtung in demjenigen Schaltzustand des Planetengetriebes dargestellt, in dem dieses eine Getriebefunktion ausübt und der Spindeltriebsmotor 16 die Arbeitsspindel 12 im langsamen Gang antreibt. In diesem Schaltzustand wird das Hohlrad 42 durch die Halteverzahnung 14b des Getriebegehäuses 14 und die Halteverzahnung 42b des Hohlrad 42 am Drehen gehindert, die Planetenräder 30 und die Nebenplanetenräder 30a werden durch das Sonnenrad 28 angetrieben und wälzen sich in der Laufverzahnung 42a des Hohlrad 42 bzw. der Laufverzahnung 50a des durch den zweiten Mitnehmerstift 66 am Drehen gehinderten Nebenhohlrad 50 ab und infolgedessen dreht sich der Planetenradträger 32 und treibt so die Arbeitsspindel 12 an. Dabei läßt sich mit Hilfe der Hydraulikzylinder 62a und 62b das in axialer Richtung gegen das Hohlrad 42 angedrückte Nebenhohlrad 50 gegenüber dem Hohlrad 42 so verdrehen, daß das Planetengetriebe im langsamen Gang spielfrei ist. Beträgt das Zähnezahlverhältnis zwischen Hohlrad 42 und Sonnenrad 28 z. B. $n : 1$, so ergibt sich eine Übersetzung zwischen Spindeltriebsmotor 16 und Arbeitsspindel 12 von

$$i = n + 1.$$

In der Praxis wird man vorzugsweise dieses Zähnezahlverhältnis so wählen, daß sich eine Übersetzung i von ungefähr 3 ergibt. Bei der Leistungsübertragung ist von Vorteil, daß bei drei Planetenrädern jedes Planetenrad nur $1/3$ der Leistung zu übertragen hat. Außerdem beträgt, wie bei Planetengetrieben bekannt, die Wälzdrehzahl der Planetenräder nur den Bruchteil $n : (n + 1)$ desjenigen Werts, welcher sich aus der Drehzahl des Sonnenrads 28 und dem Zähnezahlverhältnis von Sonnenrad 28 und Planetenrad 30 ergibt, so daß auch die durch die Abwälzung der Planetenräder zu übertragende Leistung entsprechend geringer ist. So müssen bei $i = 3$ die Verzahnungen durch Abwälzleistung zusammen nur $2/3$ der Motorleistung übertragen, da $1/3$ der Motorleistung durch Bewegungsüberlagerung übertragen wird.

Des weiteren sei darauf hingewiesen, daß durch das Verdrehen des Nebenhohlrad 50 nur eine Verspannung des Planetengetriebes bewirkt wird, der Rotor 20 bzw. die Arbeitsspindel 12 erfahren dadurch keine Verdrehung und lassen sich ungehindert drehen.

Durch Verschieben des Schiebers 56 mit Hilfe der Hydraulikzylinder 60a und 60b in Richtung der Spindelachse 12a in die in den Fig. 3 und 7 dargestellte zweite Schaltstellung wird die Spindeltriebseinrichtung in den schnellen Gang umgeschaltet, in dem das Planetengetriebe keine Getriebefunktion hat, sondern vielmehr eine Drehzahlgleichheit von Rotor 20 und Arbeitsspindel 12 herstellt. In dieser zweiten Schaltstellung greift die Halteverzahnung 42b des Hohlrad 42 in die Halteverzahnung 32b des Planetenradträgers 32 ein, nicht jedoch in die Halteverzahnung 14b des Getriebegehäuses 14. Da die Laufverzahnung 50a des Nebenhohlrad 50 von den Nebenplanetenrädern 30a freikommt, wälzen sich weder die Planetenräder 30, noch die Nebenplanetenräder 30a in der Laufverzahnung 42a des Hohlrad 42 ab, welches in dieser Schaltstellung keine Berührung mehr mit gehäusefesten Teilen hat. Die Drehzahlübertragung ist jetzt $1 : 1$, da sich die Getriebeelemente des Planetengetriebes gegenseitig blockieren. Da ein Abwälzen von Zahnradern in dieser Schaltstellung nicht stattfindet, ergibt sich eine optimale Laufqualität für

Feindrehoperationen.

Um in dieser zweiten Schaltstellung für das Hohlrad 42 keine Haltekräfte von außen in das Planetengetriebe einleiten zu müssen, wird dieses in seiner axialen Position durch mehrere Rastvorrichtungen gehalten, welche jeweils aus einem gefederten Raststift 70a im Planetenradträger 32 und einer entsprechenden Rastkerbe 70b im Hohlrad 42 bestehen.

In Fig. 4 ist ein dritter Schaltzustand des Planetengetriebes dargestellt, in dem das Hohlrad 42 und der Schieber 56 dritte Schaltstellungen einnehmen, die zwischen den ersten und zweiten Schaltstellungen dieser beiden Elemente liegen. In diesem dritten Schaltzustand ist das Planetengetriebe und damit die Arbeitsspindel 12 blockiert. Dies erreicht man dadurch, daß die Halteverzahnung 42b des Hohlrads 42 sowohl in die Halteverzahnung 14b des Getriebegehäuses 14 als auch in die Halteverzahnung 32b des Planetenradträgers 32 eingreift.

In dieser Schaltstellung kann z. B. bei abgeschalteter Werkzeugmaschine eine von der Arbeitsspindel 12 gehaltene Werkstück-Spannvorrichtung montiert oder demontiert werden. Die Zahl der Drehwinkelpositionen, in denen sich die Arbeitsspindel 12 blockieren läßt, entspricht der Zähnezahl des Hohlrads 42; hat dieses z. B. 144 Zähne, so kann die Arbeitsspindel in 144 Drehwinkelstellungen blockiert werden, deren Winkelabstand jeweils 2,5° beträgt. Bringt der Spindeltriebsmotor 16 dann noch ein Stillstandsrehmoment auf, so ist die Spindeltriebseinrichtung auch in diesem Schaltzustand spielfrei verspannt. Dieser Schaltzustand kann deshalb z. B. auch dazu benutzt werden, extrem schwere Fräsbearbeitungen vorzunehmen, z. B. das Fräsen von großen Vierkantflächen. Die Erfindung bringt dabei gegenüber bekannten Werkzeugmaschinen den Vorteil mit sich, daß der Spindeltriebsmotor nicht in Lageregelung betrieben werden muß, und die Positionierung der Arbeitsspindel ist zudem extrem steif.

Die Zentrierung des Schiebers 56 in seiner in Fig. 7 dargestellten zweiten Schaltstellung bringt den Vorteil mit sich, daß sich bei stillstehendem Spindeltriebsmotor 16 die Laufverzahnung 50a des Nebenhohlrad 50 exakt in die Verzahnung der Nebenplanetenräder 30a einschieben läßt, wenn der Schieber 56 aus seiner in Fig. 7 dargestellten zweiten Schaltstellung heraus nach links verschoben wird.

Das Umschalten des Planetengetriebes erfolgt im Stillstand, wobei die Arbeitsspindel 12 zuvor in eine Drehwinkelstellung gebracht werden muß, in der die Zähne der ineinander zu schiebenden Verzahnungen gegeneinander um eine halbe Zahnteilung versetzt sind.

In Abwandlung der ersten Ausführungsform gemäß den Fig. 1 bis 7 könnte der Planetenradträger 32 mit zusätzlichen Achsen für die Nebenplanetenräder 30a versehen werden, um so die Lagerung der Planetenräder 30 und der Nebenplanetenräder 30a verbreitern zu können.

Zusätzlich zu der Erfüllung aller vorstehend aufgeführten Anforderungen an eine moderne Spindeltriebseinrichtung bringt die Erfindung den Vorteil mit sich, daß die Spindeltriebseinrichtung außerordentlich kompakt ist; die Arbeitsspindel erfährt nur eine unwesentliche Verlängerung, die aber mehr als wettgemacht wird durch das Fehlen einer Riemenscheibe, einer Rast- oder Bremsscheibe oder eines am Ende der Arbeitsspindel vorgesehenen einschwenkbaren Zusatzantriebs für den Betrieb der Arbeitsspindel als sogenannte Rundachse.

Der geringe Platzbedarf der erfindungsgemäßen

Spindeltriebseinrichtung macht diese in besonderem Maße geeignet für sogenannte Gegenspindelmaschinen, bei denen zur Übernahme eines in einer ersten Arbeitsspindel bearbeiteten Werkstücks eine der ersten Arbeitsspindel gegenüberliegende und zur ersten Arbeitsspindel koaxiale Gegenarbeitsspindel in Richtung auf das Werkstück vorgefahren wird, um dieses zu übernehmen und danach wieder in ihre Ausgangsposition zurückzufahren. An eine solche Gegenspindel seitlich angebaute Getriebe, Motoren und dergleichen wären mehr als störend und darüber hinaus kaum gegen Späne abzuschirmen.

Die in Fig. 8 dargestellte zweite bevorzugte Ausführungsform soll im Folgenden nur insoweit beschrieben werden, als sie von der ersten Ausführungsform abweicht und als dies für das Verständnis der Erfindung erforderlich ist. Außerdem wurden in Fig. 8 für Teile, die in ihrer Funktion Teilen der ersten Ausführungsform entsprechen, dieselben Bezugszeichen wie in den Fig. 1 bis 7 verwendet, jedoch unter Hinzufügung eines Strichs.

Die Fig. 8 zeigt das Planetengetriebe im langsamen Gang, d. h. in einem Schaltzustand, in dem das Planetengetriebe eine Getriebefunktion ausführt. Ein Sonnenrad 28' kämmt wieder mit Planetenrädern 30' und Nebenplanetenrädern 30a', welche von einem Planetenradträger 32' bzw. einem Nebenplanetenradträger 32a' getragen werden. Während also bei der ersten Ausführungsform zwei Hohlräder, nämlich das Hohlrad 42 und das Nebenhohlrad 50 vorgesehen sind, besitzt die zweite Ausführungsform nach Fig. 8 zwei Planetenradträger 32' und 32a', da bei dieser zweiten Ausführungsform das Planetengetriebe durch Verdrehen des Nebenplanetenradträgers 32a' spielfrei gemacht werden kann, wie im Folgenden noch gezeigt werden wird. In dem in Fig. 8 gezeigten Schaltzustand wird der Planetenradträger 32' mittels seiner Halteverzahnung 32b' und einer Halteverzahnung 14b' eines Getriebegehäuses 14' am Drehen gehindert. Der im Planetenradträger 32' drehbar gelagerte Nebenplanetenradträger 32a' besitzt eine Verzahnung 50b', welche in eine Verzahnung 50a' eines um die Spindelachse 12a' beschränkt drehbaren Stellrings 50' eingreift. Ein Hohlrad 42' ist schließlich fest mit einer Arbeitsspindel 12' verbunden.

In dem in Fig. 8 dargestellten Schaltzustand, dem langsamen Gang, treibt das Sonnenrad 28' die Planetenräder 30' und die Nebenplanetenräder 30a' an, der Planetenradträger 32' wird durch die Halteverzahnung 14b' festgehalten, der Nebenplanetenradträger 32a' durch den Stellring 50' und einen in diesen eingreifenden Mitnehmerstift 66' bzw. einen den letzteren tragenden Schieber 56', und die Planetenräder 30' sowie die Nebenplanetenräder 30a' treiben unmittelbar das Hohlrad 42' und damit die Arbeitsspindel 12' an. Mit Hilfe des Schiebers 56' läßt sich der Stellring 50' und damit der Nebenplanetenradträger 32a' um die Spindelachse 12a' verdrehen und damit das Planetengetriebe spielfrei machen.

Durch Verschieben des Planetenradträgers 32' und des Nebenplanetenradträgers 32a' mit Hilfe des Schiebers 56' und eines von diesem getragenen Mitnehmerstifts 64' gemäß Fig. 8 nach links werden die Halteverzahnung 32b' und die Verzahnung 50b' frei, so daß sich der Planetenradträger 32' und der Nebenplanetenradträger 32a' drehen können; gleichzeitig wird eine Verzahnung 32c' des Planetenradträgers 32' in die Laufverzahnung 42a' des Hohlrads 42' eingeschoben und so der Planetenradträger 32' drehfest mit dem Hohlrad 42' und

damit mit der Arbeitsspindel 12' verbunden.

Zum Verständnis der Fig. 8 sei noch auf folgendes hingewiesen: Bei der Halteverzahnung 14b' des Getriebegehäuses 14' handelt es sich nicht um einen durchgehenden Zahnring, sondern vielmehr um z. B. zwei sich jeweils über einen Umfangswinkel von z. B. 30° erstreckende Zahnsegmente, die von entsprechenden Segmenten 90' des Getriebegehäuses 14' getragen werden und in entsprechende Aussparungen des Stellrings 50' eingreifen. Außerdem sind in Fig. 8 die Segmente 90' um 90° versetzt dargestellt.

Während bei den beiden vorstehend beschriebenen Ausführungsformen das Sonnenrad des Planetengetriebes dessen Eintriebsgetriebeelement bildet und das Abtriebsgetriebeelement entweder vom Planetenradträger oder vom Hohlrad gebildet wird, erfolgt bei der dritten, in Fig. 9 dargestellten Ausführungsform der Eintrieb über das Hohlrad und der Abtrieb über den Planetenradträger. Während bei den beiden vorstehend beschriebenen Ausführungsformen zum Spielfreimachen des Planetengetriebes entweder das Hohlrad oder der Planetenradträger verdoppelt wurde, hat die dritte Ausführungsform gemäß Fig. 9 zwei Sonnenräder, um das Planetengetriebe im langsamen Gang spielfrei machen zu können. Auch die dritte Ausführungsform gemäß Fig. 9 wird im Folgenden nur insoweit beschrieben werden, als sie von der ersten Ausführungsform nach den Fig. 1 bis 7 abweicht, und für Teile dieser dritten Ausführungsform, welche in ihrer Funktion Teilen der ersten Ausführungsform entsprechen, wurden dieselben Bezugszeichen, jedoch unter Hinzufügung zweier Striche verwendet.

Die Fig. 9, welche das Planetengetriebe wiederum in dem dem langsamen Gang entsprechenden Schaltzustand zeigt, läßt ein Hohlrad 42'' und einen Planetenradträger 32'' erkennen, wobei das Hohlrad 42'' mit einer von einem Rotor 20'' angetriebenen Hohlwelle 22'' und der Planetenradträger 32'' mit einer Arbeitsspindel 12'' fest verbunden ist. Der Planetenradträger 32'' trägt zwei Sätze von Planetenrädern, nämlich Planetenräder 30'' und Nebenplanetenräder 30a''. Auf der Arbeitsspindel 12'' sind zwei zu dieser konzentrische Sonnenräder drehbar und in axialer Richtung verschiebbar angeordnet, nämlich ein Sonnenrad 28'' und ein dieses lagerndes Nebensonnenrad 28a'', wobei in dem in Fig. 9 dargestellten Schaltzustand die Planetenräder 30'' mit der Laufverzahnung 128'' des Sonnenrads 28'' und die Nebenplanetenräder 30a'' mit der Laufverzahnung 128a'' des Nebensonnenrads 28a'' kämmen und das Sonnenrad 28'' durch einen an einem Gehäuse 14'' befestigten und in ein Loch des Sonnenrads 28'' eingreifenden Haltestift 14b'' am Drehen gehindert wird. Ein Schieber 56'' trägt einen ersten Mitnehmerstift 64'', welcher in eine Umfangsnut 68'' des Sonnenrads 28'' eingreift, sowie einen zweiten Mitnehmerstift 66'', welcher in ein Loch 70'' des Nebensonnenrads 28a'' eingreift.

In dem in Fig. 9 dargestellten Schaltzustand des Planetengetriebes (langsamer Gang) treibt der Rotor 20'' demnach über das Hohlrad 42'', die Planetenräder 30'' und den Planetenradträger 32'' die Arbeitsspindel 12'' an, weil das Sonnenrad 28'' am Drehen gehindert ist. Dabei läßt sich das Planetengetriebe spielfrei machen, indem das Nebensonnenrad 28a'' mit Hilfe des Schiebers 56'' gegenüber dem Sonnenrad 28'' etwas verdreht wird, was eine Verspannung des Planetengetriebes zur Folge hat, da sowohl die Planetenräder 30'' als auch die mit dem Nebensonnenrad 28a'' kämmenden Nebenplanetenräder 30a'' mit der Laufverzahnung 42a'' des

Hohlrads 42'' kämmen.

Werden mit Hilfe des Schiebers 56'' das Sonnenrad 28'' und das Nebensonnenrad 28a'' gemäß Fig. 9 so weit nach rechts verschoben, daß der Haltestift 14b'' das Sonnenrad 28'' freigibt und dessen Verzahnung 128b'' in die Laufverzahnung 42a'' des Hohlrads 42'' eintritt sowie die Nebenplanetenräder 30a'' von der Laufverzahnung 128a'' des Nebensonnenrads 28a'' freikommen, wird der Planetenradträger 32'' mit der Drehzahl des Rotors 20'' angetrieben, da sich das Sonnenrad 28'' gegenüber dem Hohlrad 42'' nicht mehr verdrehen läßt und infolgedessen der Planetenradträger 32'' mit derselben Drehzahl umlaufen muß wie das Hohlrad 42''.

Ein Blockieren des Planetengetriebes und damit der Arbeitsspindel ist bei den Ausführungsformen nach den Fig. 8 und 9 in analoger Weise wie bei der ersten Ausführungsform möglich.

Wie sich aus der beigefügten zeichnerischen Darstellung der drei vorstehend beschriebenen vorteilhaften Ausführungsformen der erfindungsgemäßen Spindelantriebsanordnung ergibt, wird das schaltbare Getriebeelement des Planetengetriebes vorteilhafterweise nicht nur an einer einzigen Stelle betätigt, sondern an mehreren, einander insbesondere diametral gegenüberliegenden Stellen, weshalb bei den dargestellten Ausführungsformen auch jeweils zwei Schieber 56 bzw. 56' bzw. 56'' vorgesehen sind.

Des weiteren weisen alle dargestellten Ausführungsformen der Erfindung zwei Planetenradsätze auf, wobei die beiden Planetenradsätze relativ zueinander um die Getriebeachse geringfügig verdrehbar und/oder die Planetenräder des einen Satzes (bei einem angenommenen Stillstand der Planetenräder des anderen Satzes) geringfügig um ihre jeweilige Achse drehbar sind, um das Planetengetriebe dann, wenn es eine Getriebefunktion erfüllt (insbesondere also im langsamen Gang) spielfrei machen zu können. Um dies zu bewerkstelligen, wird erfindungsgemäß wenigstens eines der drei Getriebeelemente Sonnenrad, Planetenradträger und Hohlrad verdoppelt, um durch ein geringfügiges Verdrehen des einen Getriebeelementes relativ zum anderen, äquivalenten Getriebeelement um die Getriebeachse herum das Getriebe etwas zu verspannen und dadurch ein Spiel zu beseitigen. Dabei handelt es sich bei dem verdoppelten Getriebeelement nicht um eines derjenigen Getriebeelemente, die den Getriebeeintrieb und den Getriebeabtrieb bilden bzw. mit diesen drehfest verbunden sind.

Patentansprüche

1. Spindelantriebsanordnung für Werkzeugmaschinen mit einer Arbeitsspindel zum Halten eines zu bearbeitenden Werkstücks, einem Spindelantriebsmotor und einem zwischen diesem und der Arbeitsspindel vorgesehenen schaltbaren Planetengetriebe für einen Spindelantrieb mit unterschiedlichen Getriebeübersetzungen, wobei das wenigstens drei Getriebeelemente, nämlich ein Sonnenrad, einen Planetenradträger mit einem Planetenradsatz und ein Hohlrad, aufweisende Planetengetriebe ein mit dem Antriebsmotor drehfest verbundenes Eintriebsgetriebeelement sowie ein mit der Arbeitsspindel in Antriebsverbindung stehendes Abtriebsgetriebeelement besitzt, dadurch gekennzeichnet, daß der Antriebsmotor (16) einen zur Arbeitsspindel (12; 12'; 12'') koaxialen, letztere umfassenden, hohlwellenartigen Rotor (20; 20';

- 20'') aufweist und die Planetenräder (30; 30'; 30'') um die Arbeitsspindelachse (12a; 12a'; 12a'') herum angeordnet sind und daß der Rotor drehfest mit dem Eintriebsgetriebeelement (28; 28'; 42'') des Planetengetriebes und dessen Abtriebsgetriebeelement (32; 42'; 32'') drehfest mit der Arbeitsspindel verbunden ist.
2. Einrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß im schnellen Gang des Planetengetriebes dessen Planetenräder (30; 30'; 30'') gegenüber dem Planetenradträger (32; 32'; 32'') unverdrehbar gehalten sind und das Eintriebsgetriebeelement (28; 28'; 42'') drehfest mit dem Abtriebsgetriebeelement (32; 42'; 32'') verbunden ist.
3. Einrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß zum Schalten des Planetengetriebes dessen zwischen Eintriebs- und Abtriebsgetriebeelement (28; 28'; 42'' bzw. 32; 42'; 32'') liegendes mittleres Getriebeelement (42; 32'; 28'') in Richtung der Spindelachse (12a; 12a'; 12a'') zwischen einer ersten, dem langsamen Gang und einer zweiten, dem schnellen Gang zugeordneten Schaltstellung verschiebbar sowie in seiner ersten Schaltstellung unverdrehbar gehalten und in seiner zweiten Schaltstellung frei drehbar ist sowie Eintriebs- und Abtriebsgetriebeelement drehfest miteinander verbindet.
4. Einrichtung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das mittlere Getriebeelement (42; 32'; 28'') in seiner ersten Schaltstellung drehfest mit einem Getriebegehäuse (14; 14'; 14'') verbunden ist.
5. Einrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß das mittlere Getriebeelement (42; 32'; 28'') in eine dritte Schaltstellung schiebbar ist, in der es sowohl mit dem Getriebegehäuse (14; 14'; 14'') als auch mit wenigstens einem der beiden anderen Getriebeelemente (28 bzw. 32; 28' bzw. 42'; 42'' bzw. 32'') drehfest verbunden ist.
6. Einrichtung nach einem der Ansprüche 3 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß am mittleren Getriebeelement (42) und an einem der anderen Getriebeelemente (32 bzw. 28) Rastmittel (70a, 70b) zum Halten des mittleren Getriebeelements wenigstens in seiner zweiten Schaltstellung vorgesehen sind.
7. Einrichtung nach einem der Ansprüche 3 bis 6, gekennzeichnet durch einen am Getriebegehäuse (14; 14'; 14'') in Richtung der Spindelachse (12a; 12a'; 12a'') zwischen einer ersten und einer zweiten Schaltstellung verschiebbar gehaltenen Schieber (56; 56'; 56''), welcher in Richtung der Spindelachse über einen ersten Mitnehmer (64; 64'; 64'') mit dem mittleren Getriebeelement (42; 32'; 28'') gekoppelt ist.
8. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß das Planetengetriebe zu wenigstens einem seiner drei Getriebeelemente (28, 42, 32; 28', 32', 42'; 42'', 28'', 32'') ein äquivalentes viertes Getriebeelement (50; 32a'; 28a'') besitzt und daß eine Stellvorrichtung (56; 56'; 56'') vorgesehen ist, um im langsamen Gang des Planetengetriebes zur Beseitigung eines Spiels des letzteren die beiden einander äquivalenten Getriebeelemente (42, 50; 32', 32a'; 28'', 28a'') gegeneinander zu verdrehen.
9. Einrichtung nach den Ansprüchen 7 und 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Schieber (56; 56'; 56'') in seiner ersten Schaltstellung in Umfangsrichtung verstellbar und über einen zweiten Mitnehmer

- (66; 66'; 66'') mit dem vierten Getriebeelement (50; 32a'; 28a'') gekoppelt ist.
10. Einrichtung nach Anspruch 9, gekennzeichnet durch eine Stellvorrichtung (62a, 62b) zum Verstellen des sich in seiner ersten Schaltstellung befindlichen Schiebers (56) aus einer mittleren Position heraus wahlweise in der einen oder anderen Umfangsrichtung.
11. Einrichtung nach einem der Ansprüche 7 bis 10, gekennzeichnet durch eine Stellvorrichtung (60a, 60b) zum gesteuerten Verschieben des Schiebers (56) in Richtung der Spindelachse (12a).
12. Einrichtung nach Anspruch 10 oder 11, dadurch gekennzeichnet, daß die Stellvorrichtung (62a, 62b bzw. 60a, 60b) zwei Stellelemente aufweist, welche an einander gegenüberliegenden Bereichen des Schiebers (56) angreifen.
13. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß das Hohlrad (42) das mittlere Getriebeelement bildet.
14. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß das Sonnenrad (28) das Eintriebsgetriebeelement bildet.
15. Einrichtung nach den Ansprüchen 3 und 13, dadurch gekennzeichnet, daß das Hohlrad (42) in seiner zweiten Schaltstellung keine Berührung mit dem Getriebegehäuse (14) hat.
16. Einrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß das Planetengetriebe einen zweiten Planetenradsatz (30a; 30a'; 30a'') aufweist, dessen Planetenräder zur Spielbeseitigung gegenüber den Planetenrädern (30; 30'; 30'') des anderen Planetenradsatzes verstellbar sind.
17. Einrichtung nach den Ansprüchen 13, 14 und 16, dadurch gekennzeichnet, daß ein zweites, um die Spindelachse (12a) verdrehbares Hohlrad (50) vorgesehen ist, mit dem die zweiten Planetenräder (30a) kämmen.
18. Einrichtung nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Hohlräder (42, 50) gemeinsam in Richtung der Spindelachse (12a) verschiebbar sind und daß in der zweiten Schaltstellung die zweiten Planetenräder (30a) und das zweite Hohlrad (50) außer Eingriff sind.
19. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß die Planetenräder (30; 30'; 30'') in gleichen Winkelabständen voneinander um die Arbeitsspindelachse (12a; 12a'; 12a'') herum angeordnet sind.
20. Einrichtung nach einem der Ansprüche 16 bis 19, dadurch gekennzeichnet, daß die Planetenräder (30a; 30a'; 30a'') des zweiten Planetenradsatzes in gleichen Winkelabständen voneinander um die Arbeitsspindelachse (12a; 12a'; 12a'') herum angeordnet sind.
21. Verwendung einer Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 20 bei einer Drehmaschine mit zwei einander gegenüberliegenden, coaxialen Arbeitsspindeln, von denen mindestens eine in Spindelachsrichtung verschiebbar ist, für einen Antrieb der verschiebbaren Arbeitsspindel.

Hierzu 8 Seite(n) Zeichnungen

— Leerseite —

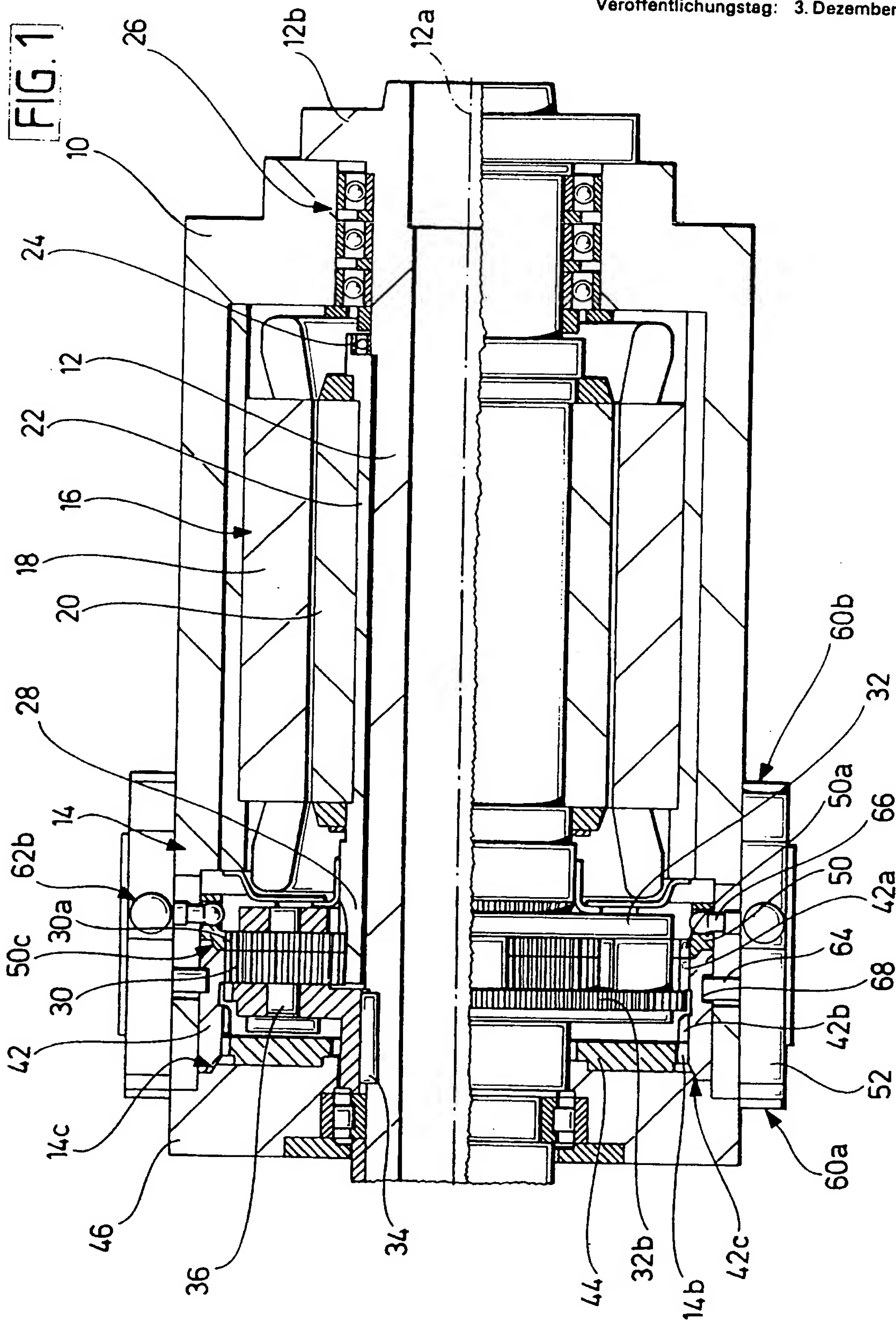


FIG. 2

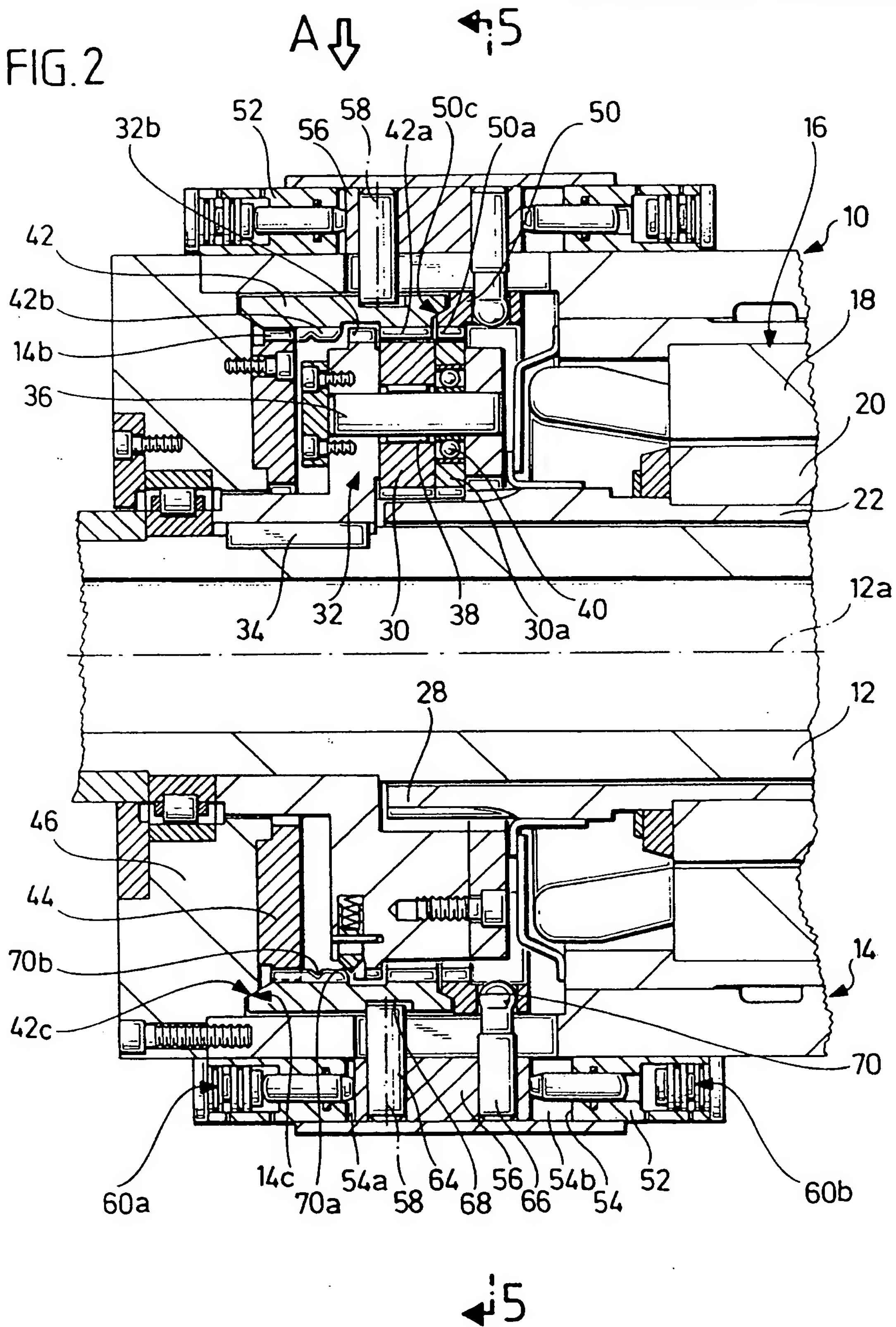


FIG. 3

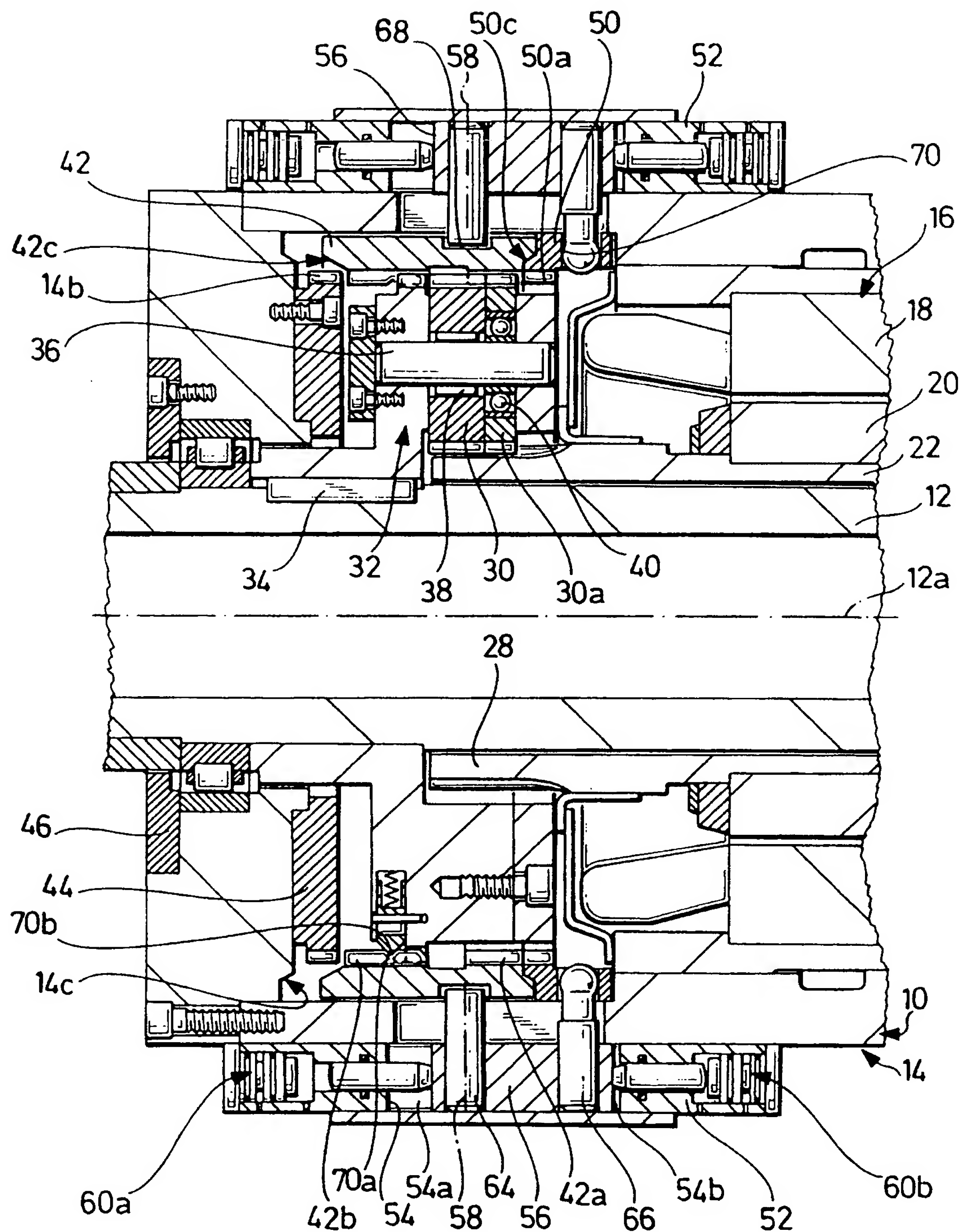


FIG. 4

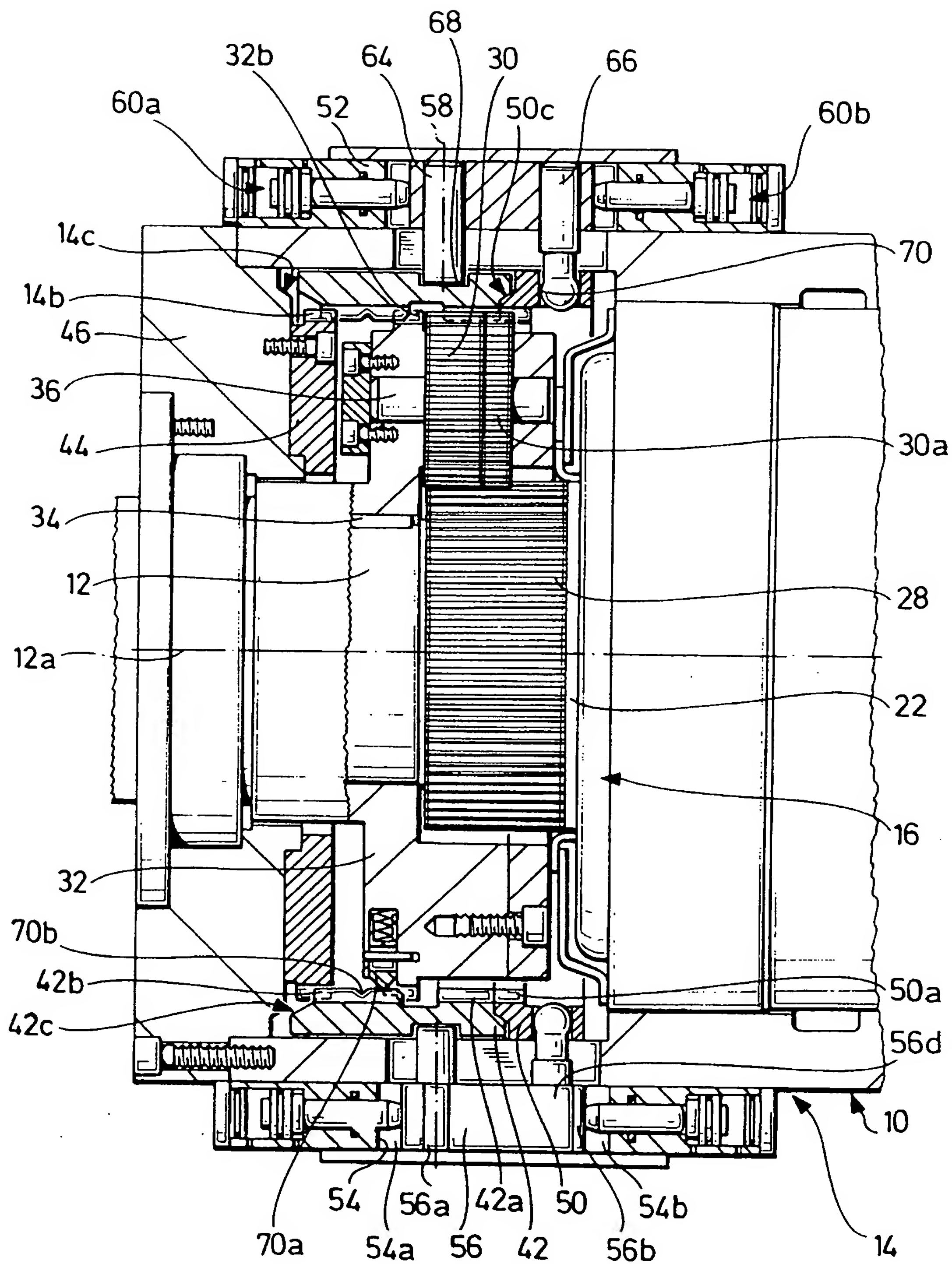


FIG. 5

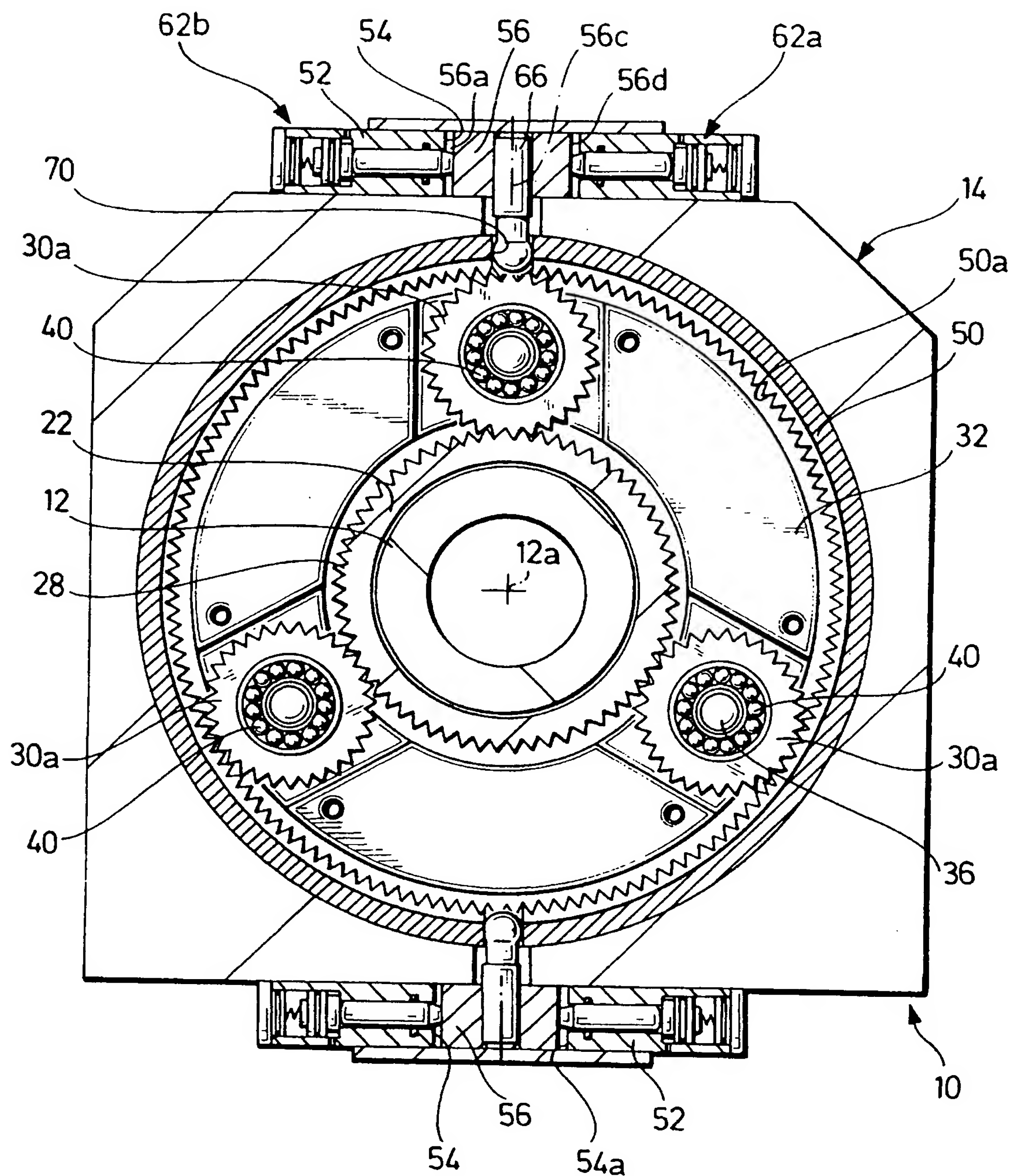


FIG.6

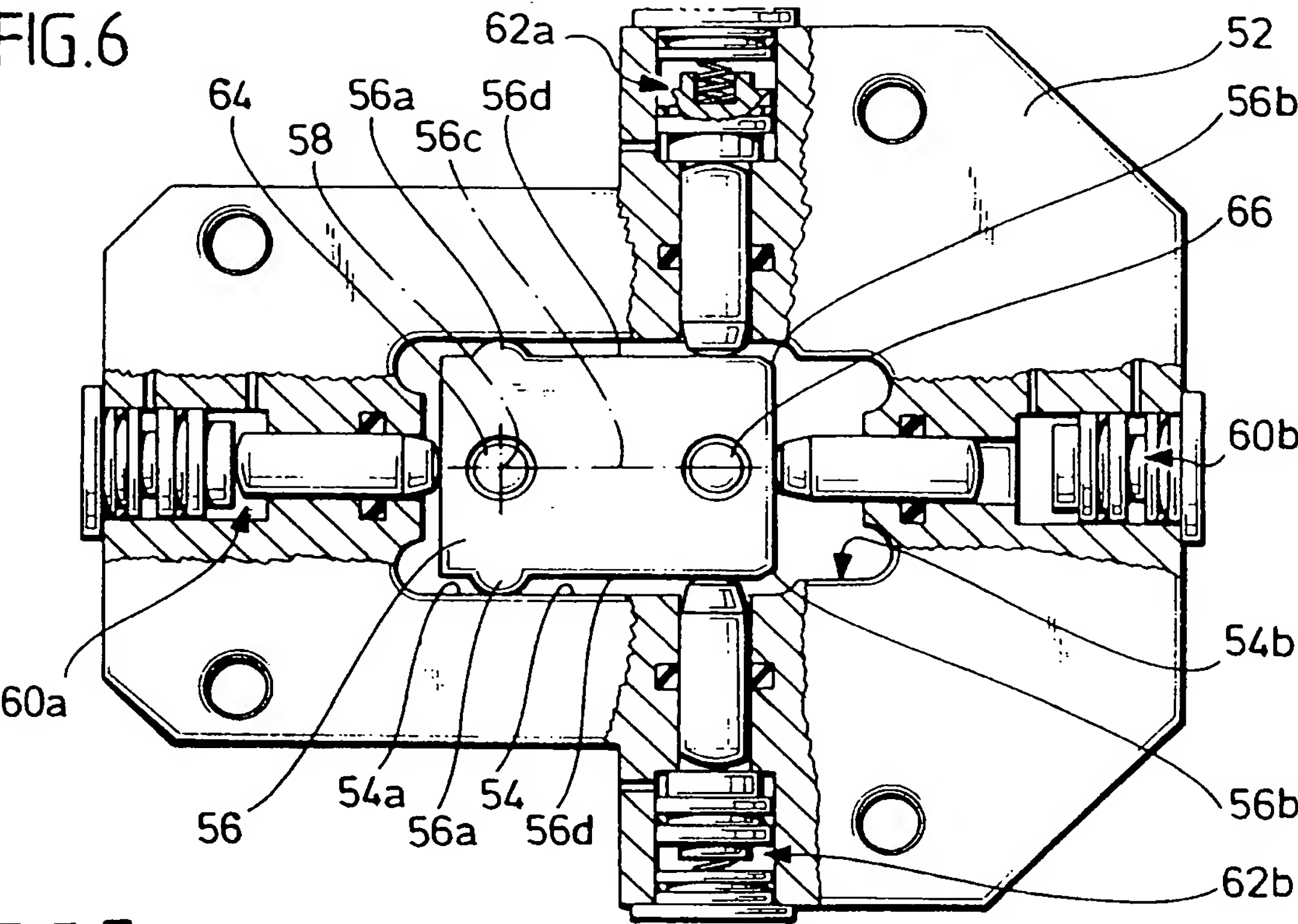


FIG.7

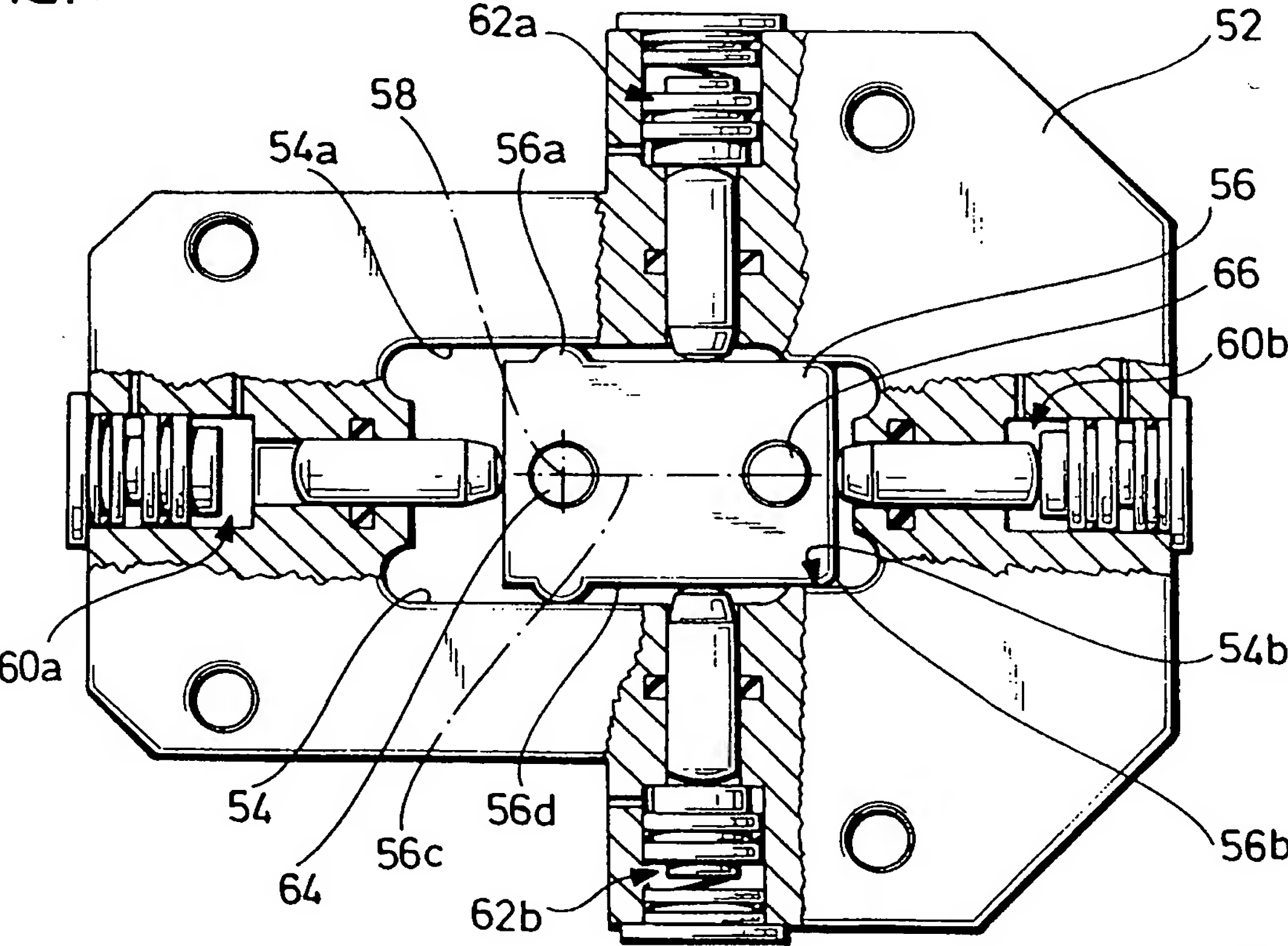


FIG. 8

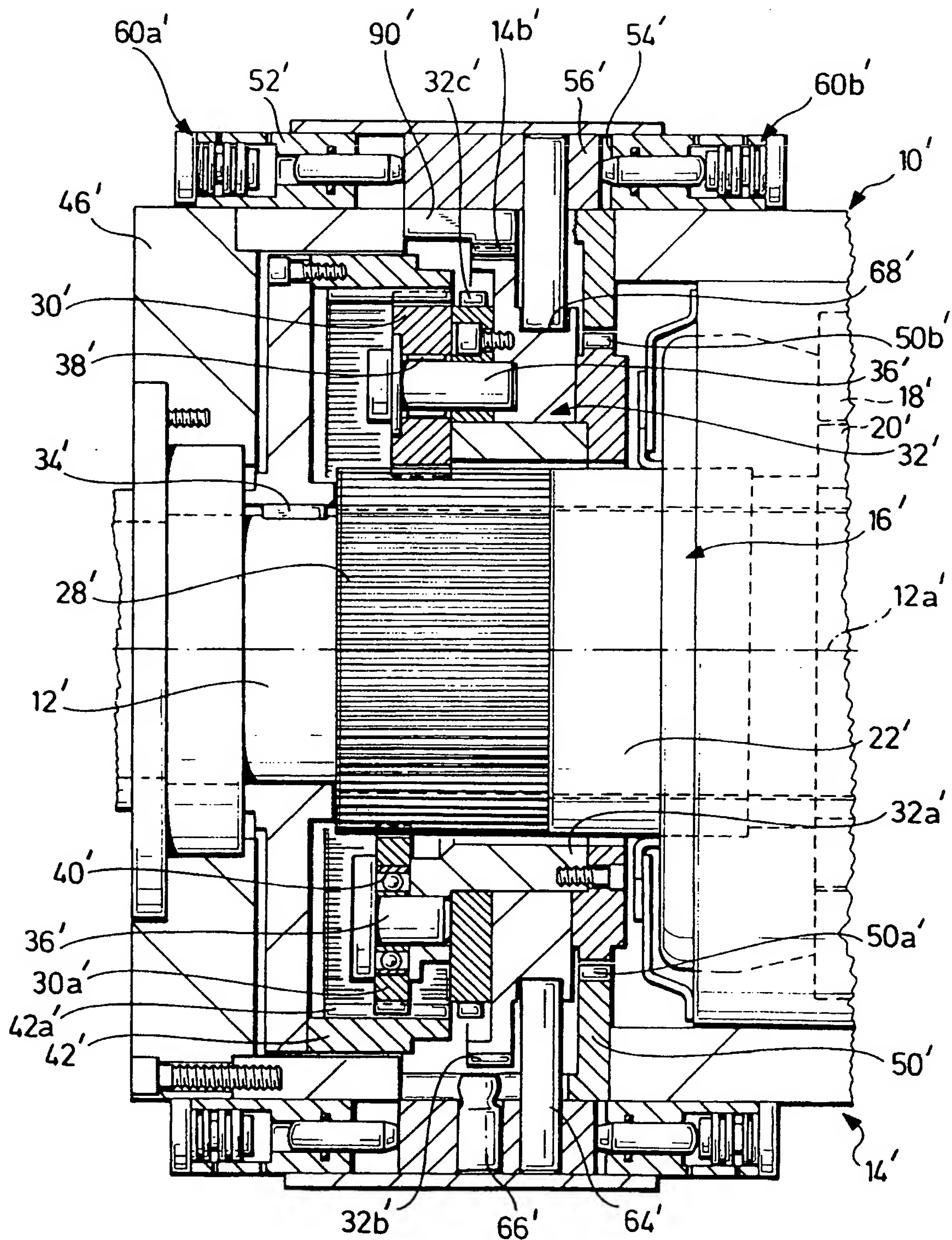
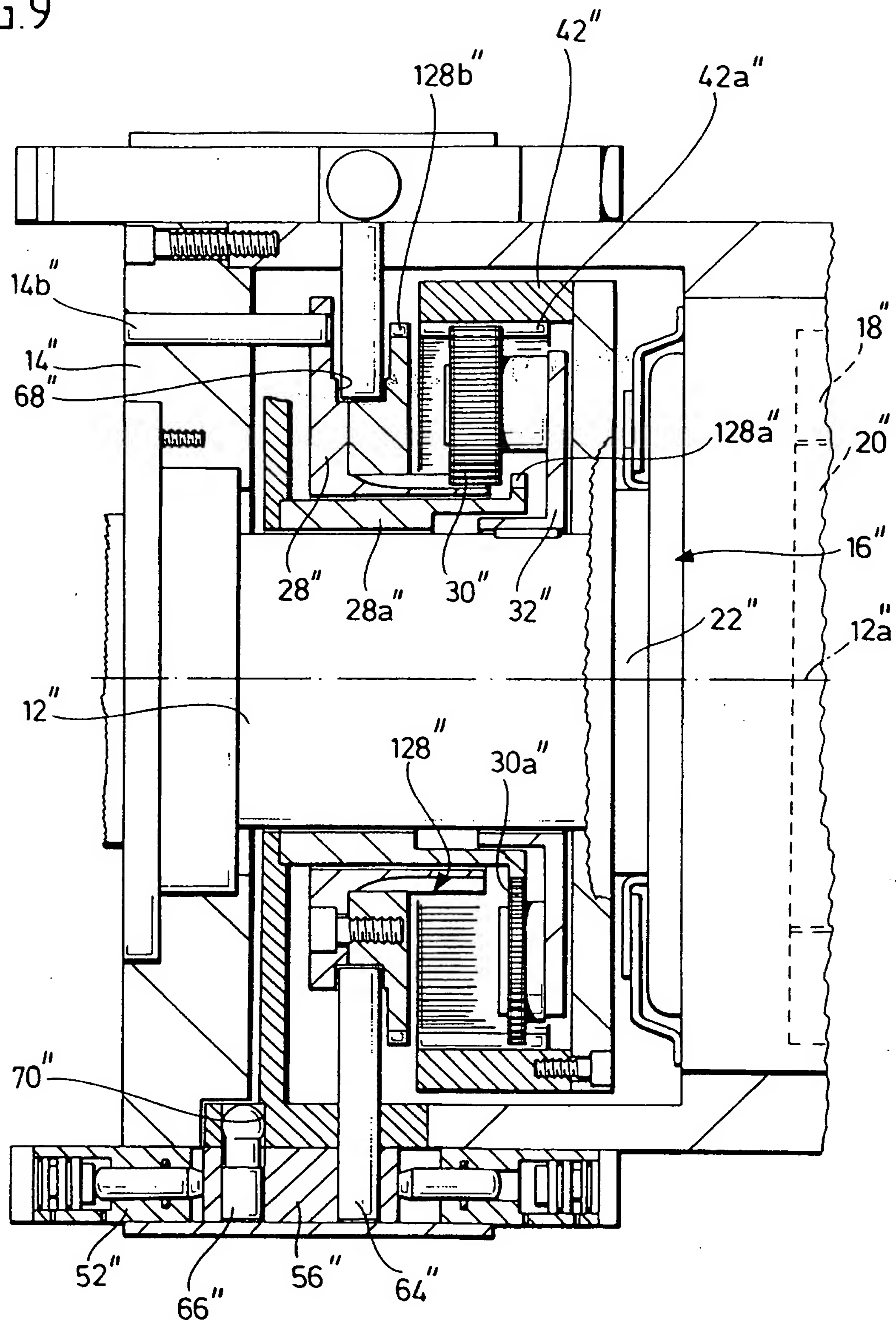


FIG. 9



THIS PAGE BLANK (USPTO)